

## Vakuumpumpe

**Publication number:** CH334058  
**Publication date:** 1958-11-15  
**Inventor:** WINKLER OTTO DR (LI)  
**Applicant:** VOGT ALOIS DR JUR (LI)  
**Classification:**  
- international: **F04C18/46; F04C18/30;**  
- european: F04C18/46  
**Application number:** CHD334058 19550627  
**Priority number(s):** CHT334058 19550627

**Report a data error here**

Abstract not available for CH334058

---

Data supplied from the **esp@cenet** database - Worldwide



Dr. Otto Winkler, Balzers (Liechtenstein), ist als Erfinder genannt worden

HAUPTPATENT

Dr. jur. Alois Vogt, Vaduz (Liechtenstein)

Gesuch eingereicht: 27. Juni 1955, 20 Uhr — Patent eingetragen: 15. November 1958



Vakuumpumpe

Vorliegende Erfindung betrifft eine Vakuumpumpe mit Drehkolben zur Erzeugung des Endvakuums. Unter den mechanisch fördernden Vakuumpumpen haben sich Drehkolbenpumpen bzw. Drehschieberpumpen ganz besonders bewährt, weil sie gestatten, einen rotierenden Antrieb zu verwenden, während Pumpen mit hin und her gehenden Kolben bei motorischem Antrieb Pleuelstangen oder komplizierte Getriebe erfordern. Die üblichen Vakuumpumpen gestatten, mit einer Pumpstufe ein Vakuum von etwa  $10^{-2}$  mm Hg herzustellen. Bei zweistufiger Ausführung werden Endvakua bis  $10^{-4}$  mm Hg erreicht. Bei den bisher gebräuchlichen Drehschieber- bzw. andern Drehkolbenpumpen fiel die Sauggeschwindigkeit meist schon lange vor Erreichen des Endvakuums sehr stark ab.

Zur Erzielung noch höherer Vakua werden bekanntlich die mechanisch arbeitenden Vorvakuumpumpen mit Diffusionspumpen zusammengeschaltet, wobei darauf zu achten ist, daß jede Diffusionspumpe zu ihrem Betrieb ein bestimmtes Vorvakuum benötigt, das von der Vorvakuumpumpe aufrechterhalten werden muß, weil andernfalls die Pumpwirkung der Diffusionspumpe zusammenbricht. Die erforderlichen Vorvakua liegen bei etwa  $10^{-1}$  mm Hg. Die Saugleistung der Diffusionspumpen ist, solange der Druck in dem zu evakuierenden Rezipienten noch nahe der oberen Grenze ihres Arbeitsbereiches liegt, sehr stark vom Vorvakuumdruck abhängig,

den die Vorpumpe erzielen kann. Es stellt sich beim Pumpvorgang ein solcher Gleichgewichtsdruck ein, daß die gegen den Vorvakuumdruck von der hochvakuumseitigen Diffusionspumpe aus dem Rezipienten geförderten Gasmenge gerade gleich ist der Gasmenge, die aus dem Vorvakuum durch die mechanische Vorvakuumpumpe oder Pumpenkombination entsprechend der Saugleistung bei diesem Gleichgewichtsdruck abgesaugt werden kann.

Je niedriger der Druck, den die mechanische Vorpumpe aufrechtzuerhalten imstande ist, desto größer ist gemäß der Saugleistungscharakteristik der Diffusionspumpen in Abhängigkeit von der Vorvakuum-Saugleistung deren Arbeitsbereich, und desto besser kann die Leistungsfähigkeit der Diffusionspumpe ausgenützt werden. Es ist daher ein Bedarf an mechanisch fördernden Vorvakuumpumpen vorhanden, die bei geringen Drucken große Sauggeschwindigkeiten aufweisen.

Einer Erhöhung der Sauggeschwindigkeit der bisher üblichen mechanischen Pumpentypen ist durch Reibung und Fliehkräfte eine Grenze gesetzt. Die Drehkolben- bzw. Drehschieberpumpen mit Ölschmierung arbeiten derzeit mit Tourenzahlen bis etwa 1000 U/Min. Bei dieser Rotationsgeschwindigkeit ist bereits eine sorgfältige Auswuchtung der exzentrisch umlaufenden Drehkolben und eine gute Kühlung zur Abführung der erzeugten Reibungswärme erforderlich. Um gute Saugwirkungen

zu erreichen, ist es darüber hinaus notwendig, daß die Spalte zwischen Drehkolben bzw. Schieber und Gehäuse so gering als möglich gehalten wird. Auch diese engen Toleranzen machen den Bau von noch größeren und schneller laufenden Pumpen bisher bekannter Typen mit Ölschmierung zu kostspielig.

Zur Überwindung dieser Schwierigkeiten ist bereits vorgeschlagen worden, das bisher schon als Verdichter, z. B. für Verbrennungsmotoren, verwendete, schnell laufende Rootsgebläse als Vakuumpumpe einzusetzen. Solche Rootsgebläse besitzen zwei in einem Gehäuse umlaufende, ineinandergreifende, sich nicht direkt berührende, lemniskatenförmige Drehkolben, welche durch ein Präzisionsgetriebe miteinander gekoppelt sind und die trocken laufen und deshalb mit sehr hohen Tourenzahlen betrieben werden können. Diese nichtrotationssymmetrischen Drehkolben können nicht auf einfache Weise auf üblichen Drehbänken hergestellt werden, sondern erfordern den Einsatz von Abwälzfräsvorrichtungen oder Kopierfräsvorrichtungen.

Außerdem ist, wie schon erwähnt, der Einsatz von Präzisionsgetrieben höchster Tourenzahlen erforderlich, um die Bewegung der ineinandergreifenden, lemniskatenförmigen Zwillingskolben, die in jedem Augenblick die Abdichtung des Ansaugraumes der Pumpe gegen den Kompressionsraum gewährleisten müssen, zu steuern. Das Rootsgebläse läßt sich als Vakuumpumpe nicht gegen Atmosphärendruck verwenden, sondern erfordert zu seinem Betrieb eine vorgeschaltete weitere Vakuumpumpe bisheriger Konstruktion. Schließlich bedingen die Zwillingskolben des Rootsgebläses eine komplizierte, nichtrotationssymmetrische Gehäuseform. Alle diese vorgenannten Faktoren ergeben hohe Herstellungskosten, weshalb sich dieses Gebläse in der Vakuumtechnik bisher nicht durchsetzen konnte.

Vorliegende Erfindung hat sich zur Aufgabe gestellt, eine mechanisch fördernde Pumpe zu schaffen, die die vorhin genannten Schwierigkeiten des Rootsgebläses vermeidet. Diese Pumpe weist einen kreisrunden Dreh-

kolben auf, der mit der kreiszylindrischen Innenfläche eines hohlzylindrischen Gehäuses zusammenarbeitet, so daß diese beiden Teile der Pumpe leicht mit höchster Präzision auf gewöhnlichen Drehbänken hergestellt werden können. Da bei dieser Pumpe keine Zwillingskolben Verwendung finden, ist ein Präzisionsgetriebe zum synchronen Antrieb zweier Kolben nicht erforderlich. Die Verwendung eines kreisrunden Kolbens ermöglicht zusammen mit einer geeignet ausgestalteten Dichtungs- klappe, welche den Ansaugraum und den Kompressionsraum der Pumpe trennt, die weitestgehende Vermeidung jeglichen toten Raumes, wodurch die Drehkolbenpumpe zur Erzeugung höchster Vakuas und zum Arbeiten gegen Atmosphärendruck geeignet wird. Sie wird vorzugsweise ohne reibende Dichtungsmittel zwischen Kolben und den Wänden des Pumpgehäuses betrieben, so daß dank der Vermeidung zu großer Reibungswärme höchste Tourenzahlen möglich sind, ohne die Nachteile des Rootsgebläses in Kauf nehmen zu müssen.

Die erfindungsgemäße Vakuumpumpe, die ein hohlzylindrisches Gehäuse mit kreisrundem Innenraum besitzt, in welchem ein kreisrunder Drehkolben exzentrisch umläuft, der das gewünschte Endvakuum erzeugt und während des Umlaufes ständig längs einer Mantellinie die kreiszylindrische Innenseite des Gehäuses nahezu berührt, kennzeichnet sich dadurch, daß zur Unterteilung des vom zylindrischen Gehäuse und vom Drehkolben bestimmten Pumpenraumes in wenigstens einen Ansaugraum und einen Kompressionsraum eine in eine Ausnehmung des zylindrischen Gehäuses versenkbare, drehbar gelagerte Dichtungs- klappe vorgesehen ist, welche sich während des Umlaufes des Drehkolbens stets nahezu an diesen anlegt.

Ein Beispiel der erfindungsgemäßen Vakuumpumpe wird an Hand der beigefügten Figuren näher erläutert.

Fig. 1a stellt einen Schnitt senkrecht zur Drehachse der Pumpe dar und zeigt die prinzipielle Arbeitsweise.

Fig. 1b zeigt dieselbe Pumpe wie Fig. 1a, jedoch in einer andern Bewegungsphase des Pumpvorganges.

Fig. 2 stellt einen Längsschnitt durch die Pumpe nach der Linie II—II der Fig. 1b dar.

Fig. 3 zeigt in perspektivischer Darstellung die Anordnung der Pleuelstange, welche den exzentrisch rotierenden Drehkolben der Pumpe mit der Dichtungs-  
klappe koppelt und dadurch ihre Bewegung steuert.

In Fig. 1 bedeutet 1 ein dickwandiges, kreisrundes, hohlzylindrisches Pumpgehäuse. In diesem Gehäuse wird ein kreiszylindrischer Pumpendrehkolben 2 mittels einer Antriebswelle 3 in exzentrische Rotation versetzt. Die in bezug auf die Achse des Kolbens exzentrische Antriebsdrehachse ist mit 3' bezeichnet, die geometrische Achse des Pumpenkolbens mit 4. Der Innendurchmesser des Pumpgehäuses einerseits, der Durchmesser des zylindrischen Drehkolbens andererseits und der die Exzentrizität bestimmende Abstand zwischen den Achsen 3' und 4 sind so bemessen, daß der Pumpenkolben und die Innenseite des Pumpgehäuses während der Rotation stets entlang einer Zylindermantellinie einen engen Dichtungsspalt bilden. Dieser Spalt dichtet während des Umlaufes Ansaug- und Kompressionsraum der Pumpe gegeneinander ab. Die zweite zur Bildung von getrennten Pumpkammern, nämlich wenigstens einer Ansaugkammer 6 und einer Kompressionskammer 7 erforderliche Abdichtungsstelle wird durch eine bewegliche Dichtungs-  
klappe 5 gebildet. Das abzupumpende Gas wird über eine mit Flanschen versehene Leitung 11 zugeführt und tritt durch den Boden der Dichtungs-  
klappe hindurch in den Ansaugraum der Pumpe ein, was durch Pfeile in Fig. 1a angedeutet ist. Das im Kompressionsraum 7 der Pumpe befindliche Gas wird dagegen durch einen Kanal 13 des Gehäuses 1 ausgestoßen und gelangt durch einen Rohrstutzen 14 in das Vorvakuum oder in die freie Atmosphäre.

Im Falle, daß der Ausstoß direkt gegen Atmosphärendruck erfolgt, ist es zweckmäßig, ein Ausstoßventil 8 vorzusehen, das sich immer erst dann öffnet, wenn in der Kom-

sionskammer 7 Atmosphärendruck erreicht wird. Das Ventil 8 kann etwa durch ein leichtes Federblatt, das mittels einer Schraube 9 am Gehäuse festgehalten ist, gebildet werden. Die Anordnung eines solchen Ventils 8 bringt den Vorteil, daß der Druck in der Kompressionskammer nur während eines kurzen Augenblicks, in dem gerade der Gasausstoß erfolgt, auf Atmosphärendruck sich befindet, und daß daher die Abdichtungsstellen zwischen Ansaugraum und Kompressionsraum auch nur während dieser kurzen Zeitspanne gegenüber dem vollen Atmosphärendruck abdichten müssen. Die Druckverhältnisse in der Kompressionskammer und damit zugleich die Rückströmverluste während des Saugvorganges werden durch die Größe des Totraumes, der im wesentlichen durch den Ausstoßkanal 13 gegeben ist, bestimmt. Letzere sind um so größer, je höher der Druckunterschied zwischen Ansaugseite und Kompressionsseite der Pumpe ist und je länger dieser die Rückströmverluste verursachende Druckunterschied auf die Dichtungsspalte einwirkt. Die Rückströmverluste wirken sich auch auf den überhaupt erreichbaren Kompressionsfaktor aus und bestimmen damit den bei einem gegebenen Vorvakuumdruck erreichbaren hochvakuumseitigen Druck.

Die Dichtungs-  
klappe 5 ist mittels einer Welle 15 drehbar angeordnet. Die Welle 15 liegt in einer schlitzförmigen, achsenparallelen Ausnehmung 15' des Pumpengehäuses. Der Bewegungsmechanismus der Dichtungs-  
klappe wird an Hand der Fig. 3 weiter unten genauer erläutert. Bei der Stellung der Fig. 1a, die das Ansaugen des abzupumpenden Gases durch die Leitung 11 und das gleichzeitige Komprimieren des im Kompressionsraum 7 eingeschlossenen Gases zeigt, tritt die Dichtungs-  
klappe 5, die in einen achsenparallelen Schlitz 12 des Pumpengehäuses zurückweichen kann, teilweise aus dem Schlitz 12 heraus und schmiegt sich an den rotierenden Kolben 2 unter Bildung einer Abdichtungs-  
stelle 16 an. Eine weitere Abdichtungsstelle wird zwischen dem aufgebogenen Endteil der Klappe 5 und der druckseitigen Begrenzungs-

fläche des Schlitzes 12 des Pumpgehäuses bei 16' gebildet. Hiedurch wird verhindert, daß während des Ansaughubes der Pumpe Gas vom Kompressionsraum 7 in den Ansaugstutzen 11 übertritt.

Die Steuerung der Dichtungsklappe erfolgt mittels einer Pleuelstange 41 (in Fig. 1 gestrichelt eingetragen), welche die geometrische Achse 4 des Pumpendrehkolbens mit der Krümmungsmittelpunktachse 10 der abgerundeten Dichtungskante starr verbindet, so daß der Abstand zwischen den beiden genannten Achsen in jedem Augenblick des Kolbenumlaufes gleich bleibt, derart, daß die Dichtungskante in jedem Augenblick mit dem Drehkolben wenigstens längs einer Zylindermantellinie einen engen Dichtungsspalt bildet, ohne daß sich Dichtungsklappe und Drehkolben unmittelbar berühren können. Während bei den bisher bekannten Vakuumpumpen die Abdichtung stets durch Dichtungsmittel, die die engen Spalte zwischen den Dichtungsflächen schließen, etwa mittels Ölschmierung vorgenommen wurde, läuft die gezeigte Pumpe vorzugsweise ohne Schmier- oder andere flüssige Dichtungsmittel, so daß die Entstehung von Reibungswärme weitestgehend vermieden wird.

Die Pleuelstange greift an seitlich außerhalb des Gehäuses an der Verlängerung der Achse 10 angebrachten Wellenzapfen (in Fig. 1 als gestrichelter Kreis ersichtlich) der Dichtungsklappe an und bewegt diese im Rhythmus der Kolbenrotation hin und her. Mit ihrem andern Ende ist die Pleuelstange 41 mit einem außerhalb des Gehäuses an der Welle 3 in der Verlängerung der Achse 4 angebrachten Zapfen 43 (in Fig. 1 durch einen gestrichelten Kreis um die Achse 4 herum angedeutet) verbunden, so daß ein fester Abstand zwischen den beiden Achsen 4 und 10 sich ergibt.

Weiters ist aus Fig. 1 ein Keil 18' zu sehen, welcher dazu dient, bei der Montage den exzentrisch umlaufenden Drehkolben 2 auf die Welle 3 aufzukeilen. 17, 18, 19, 20 und 21 bezeichnen die Bolzen, welche dazu dienen, die Gehäuse-Endplatten 30—31, welche gleich-

zeitig als Lagerschalen fungieren, festzuhalten. 22 und 23 stellen Flansche dar, mit Hilfe deren die Rohrstücke 11 bzw. 14 an das Gehäuse der Pumpe aufgeflanscht sind.

In Fig. 2, die einen Schnitt nach der Linie II—II der Fig. 1b darstellt, zeigt weitere Einzelheiten der erfindungsgemäßen Vakuumpumpe. Die schon vorhin beschriebenen Teile sind auch aus Fig. 2 ersichtlich. Das ringzylindrische Pumpgehäuse 1 wird durch die beiden Endplatten 30 und 31 zu beiden Seiten abgeschlossen. Im Gehäuse 1 wird der zylindrische Drehkolben 2 durch die Welle 3 in exzentrische Rotation versetzt. Der Antrieb der Welle 3 erfolgt durch einen Motor außerhalb der Pumpe. Die Fig. 2 zeigt gerade die Kolbenstellung der Fig. 1b. Der Schnittlinie der Fig. 1b folgend, ist daher in Fig. 2 der Schnitt 25 durch den Pumpenraum ersichtlich, weiters die Schnittfläche 26 durch das Pumpgehäuse bis zum Schlitz für die Welle 15 der Dichtungsklappe 5. Die Schnittflächen der auf die Welle 15 aufgepreßten Dichtungsklappe sind in Fig. 2 mit 27 bezeichnet. Entsprechend der durch Pfeile angedeuteten Ansicht des Schnittes nach der Schnittlinie II—II der Fig. 1b zeigt Fig. 2 weiters die Öffnung 28 des Rohres 11 und den Durchschnitt durch den Flansch 23 und die Ansicht des Ansaugstutzens 11 mit Flanschplatte 29'.

Die Endplatten 30 und 31 tragen Kugellager 32 und 33 für die Welle 3 und die Ringdichtung 40. Die Kugellager werden durch Spannringe 32' bzw. 33' auf der Welle 3 im Lagergehäuse festgehalten. Die ringförmige Abschlußplatte 39 mit Ringdichtung 38 dient zur Abdichtung des Lagers 32.

Welle 15 wird, wie aus Fig. 2 ersichtlich, von Kugellagern 34 und 35 geführt, die in Ausnehmungen der Endplatten 30 und 31 untergebracht sind. Das Kugellager 34 wird durch eine auf die Gehäuseendplatte 30 aufgeflanschte Platte 36 mit zylindrischem Fortsatz 37 im Lagergehäuse festgehalten und abgedichtet.

Die Welle 15 ist mit Dichtungsklappe 5 starr verbunden. In Fig. 3 ist die Dichtungsklappe 5 mit Welle 15 und Pleuelstange 41

vergrößert dargestellt. Die Dichtungsklappe besitzt die Form einer Schachtel mit Öffnung 47 im Boden. Derjenige Teil der Klappe, der die dichtende Kante 44 bildet, wird von Seitenwänden 48 getragen, die mit der Welle 15 starr verbunden sind. Bei der fertigmontierten Vakuumpumpe liegt die Welle 15 in der achsenparallelen, schlitzförmigen Ausnehmung 15' des Pumpgehäuses, während der freie, mit der dichtenden Kante versehene Teil der Dichtungsklappe sich in einer zweiten schlitzförmigen, achsenparallelen Ausnehmung 12 des Pumpgehäuses befindet und dort hin und her bewegt wird. Zwischen den beiden Ausnehmungen 12 und 15' des Gehäuses bleibt der Teil 1' der Gehäusewand stehen, der zwischen die beiden tragenden Seitenwände 48 der Dichtungsklappe ragt.

Wie schon oben ausgeführt, muß der Angriffspunkt der Pleuelstange 41 in der Achse 10 liegen. Da die Achse 10 die Krümmungsmittelpunktsachse der gekrümmten Dichtungskante 44 darstellt und anderseits die Achse 4, mit der die Pleuelstange an ihrem andern Ende verbunden ist, die geometrische Achse des Drehkolbens 2 bildet, ist der Abstand während des Pumpvorganges stets gleich der Summe aus Kolbenradius + Krümmungsradius der Dichtungskante + Spiel. Zur Einstellung des Abstandes zwischen den Dichtungsflächen kann die Pleuelstange sogar in ihrer Länge veränderlich ausgebildet werden.

Damit der Angriffspunkt der Pleuelstange 41 stets in der Verlängerung der Achse 10 liegt, ist außerhalb des eigentlichen Pumpgehäuses mit der Welle 15 ein Arm 49 starr verbunden. An der Stelle 50 des Armes 49, die von der gestrichelt gezeichneten Achse 10 durchstoßen wird, ist die Pleuelstange 41 gelenkig verbunden. Das andere Ende 46 der Pleuelstange ist mit dem Wellenzapfen 43 (Fig. 2) ebenfalls gelenkig mittels eines Kugellagers 42 verbunden.

Damit bei eventuell hohen Drucken des komprimierten Gases im Totraum der Ausstoßseite der Pumpe das durch den Dichtungsspalt hindurchdrückende Gas die Dichtungsklappe nicht nach oben abbiegt oder sie bei sehr hohen Tourenzahlen durch Fliehkräfte abgebogen wird, wird ihre Bewegung nach außen zweckmäßigerweise durch einen Anschlag begrenzt. Dies kann auf einfache Weise durch geeignete Formung des Flansches 23 geschehen, wie aus Fig. 1b hervorgeht.

Fig. 2 zeigt die Pleuelstange 41 teilweise im Schnitt, teilweise in Ansicht. Das obere Ende 51 der Pleuelstange ist auch in Fig. 2 ersichtlich, ebenso der Arm 49, der die Welle 15 antreibt.

Ein geschlossener Gehäusedeckel 52, der an die Endplatte 31 dicht anschließt, umgibt den Antriebsmechanismus 41, 42, 43, 49 und 51.

Die Vorteile der erläuterten erfindungsgemäßen Vakuumpumpe gegenüber Vakuumpumpen bisheriger Konstruktion ersieht man insbesondere aus einer genauen Betrachtung der Fig. 1b. Fig. 1b zeigt gerade den Augenblick des Vorbeiganges des Drehkolbens an dem kurzen Stück der Gehäusewand, das zwischen Ansaugseite und Ausstoßseite der Pumpe liegt. Einen Augenblick vorher wurde gerade der Ausstoß des Gases durch die Öffnung 13 beendet, und einen Augenblick nachher wird der neue Ansaughub beginnen. Es ist ersichtlich, daß praktisch der tote Raum unter dem Ausstoßventil sehr klein gehalten werden kann. Der tote Raum auf der Ausstoßseite wird durch jenes Volumen gebildet, das in dem Augenblick, wo die Gasausstoßöffnung 13 verschlossen wird und der Ausstoßhub beendet ist, abgesperrt wird. Das in diesem toten Raum befindliche Gas bewirkt beim nachfolgenden Kompressionshub einen Druckanstieg im Kompressionsraum. Dieser schädliche Totraum ist insbesondere dann von Bedeutung, wenn die Pumpe direkt gegen Atmosphärendruck arbeiten soll, weil das vom schädlichen Totraum der Ausstoßseite zum Totraum der Ansaugseite im Moment des Erreichens des obern Totpunktes überströmende Gas schon zu Beginn eines jeden Ansaughubes auf der Ansaugseite einen bestimmten Gasdruck bewirkt. Der schädliche tote Raum auf der Ausstoßseite ist bei der erläuterten erfindungsgemä-

Ben Pumpe äußerst gering. Er wird durch den engen Spalt entlang der Innenwand des Pumpgehäuses zwischen der Ausstoßöffnung 13 und der Dichtungs-  
5 klappe 5 und den Raum unter dem Ausstoßventil 8 gebildet und ist also praktisch zu vernachlässigen.

Bei Vakuumpumpen ist aber nach dem oben Dargelegten auch der Totraum auf der Ansaugseite der Pumpe zu beachten. Dieser  
10 Totraum wird bekanntlich durch dasjenige gaserfüllte Volumen in der Ansaugkammer der Pumpe gebildet, das schon zu Beginn eines jeden Ansaughubes unerwünschterweise dort vorhanden ist und das verhindert, daß  
15 jeder Ansaughub gewissermaßen mit einem absoluten Torricellischen Vakuum begonnen werden kann. Dieser tote Raum hat die unangenehme Folge, das Endvakuum zu begrenzen bzw. den Pumpvorgang vor Erreichen des  
20 Endvakuums empfindlich zu verlangsamen, indem, wie gerade erwähnt, das von der Druckseite ausströmende Gas diesen Totraum erfüllt und einen zusätzlichen Gasballast zu dem abzupumpenden Gas darstellt. Auch die-  
25 ser Totraum ist bei der erläuterten erfindungsgemäßen Pumpe nur ein schmaler Spalt, also äußerst gering, wie die Betrachtung der Fig. 1b unter Beachtung der Bewegungsrichtung des Kolbens ergibt. Dies wird dadurch  
30 erreicht, daß die Dichtungs-  
5 klappe 5 bei der bestimmten Stellung des Drehkolbens, bei der der Ansaughub beginnt, längs eines Mantelflächenstückes der Zylinderoberfläche des Drehkolbens sich eng an diesen anschmiegt,  
35 so daß ein entsprechend langer, enger und flächenförmiger Dichtungsspalt entsteht. Weil die toten Räume bei der erläuterten erfindungsgemäßen Vakuumpumpe äußerst gering sind, ergibt sich auch beim Arbeiten gegen  
40 Atmosphärendruck ein günstiges Kompressionsverhältnis, das heißt ein niedriges Endvakuum und entsprechend hohe Saugleistung bei niedrigen Drucken.

Der erwähnte lange, flächenförmige Dichtungsspalt ergibt ein hohes Kompressionsverhältnis, da nur wenig Gas von der Druckseite auf die Saugseite der Pumpe zurückströmen kann. Selbst wenn direkt gegen Atmo-

sphärendruck gepumpt wird, besteht in der Kompressionskammer der Atmosphärendruck, 50 wenn ein Ausstoßventil 8 vorgesehen ist, nur einen kurzen Augenblick lang, so daß das druckabhängige Rückströmen von Gas aus der Kompressionskammer durch die Dichtungsspalte in die Ansaugseite der Pumpe sehr 55 gering ist.

Um eine hohe Förderleistung und ein gutes Kompressionsverhältnis zu erreichen, ist es zweckmäßig, die Pumpe mit möglichst hoher Tourenzahl laufen zu lassen. Bei einem 60 Modell der erläuterten erfindungsgemäßen Pumpe wurden Tourenzahlen von 3000 bis 10 000 U/Min. verwendet. Um so hohe Tourenzahlen zu ermöglichen, ist es zweckmäßig, die beweglichen Teile, nämlich den Kolben und 65 die Dichtungs-  
5 klappe, aus leichten Baumaterialien, vorzugsweise aus Aluminium, Titan oder Kunststoffen, anzufertigen. Um den exzentrisch laufenden Pumpenkolben auszuwuchten, können, wie es auch sonst beim Gebläse- 70 bau mit exzentrisch rotierenden Kolben üblich ist, Schwermetallstäbe, z. B. Wolframstäbe, in Bohrungen des massiven Kolbens eingelegt werden, oder es kann der Drehkolben als Hohlkörper mit entsprechender Masseverteilung 75 ausgebildet werden. Die Kastenform der Dichtungs-  
5 klappe gestattet, diese aus dünnem Blech oder sogar aus Kunststoffen anzufertigen. Zur Verstärkung können außer den in Fig. 3 dargestellten Seitenwänden 48 noch 80 weitere Querrippen vorgesehen sein.

Beim Betrieb wird die im Seitengehäuse 52 und in den Lagergehäusen der Kugellager eingeschlossene Luft durch die Lager hindurch abgesaugt, so daß Kugellager und Ge- 85 triebe unter Vorvakuum arbeiten. Es ist aber selbstverständlich auch möglich, das Seitengehäuse 52 und die Lagergehäuse durch geeignete Bohrungen mit der Vorvakuumseite der Pumpe zu verbinden, so daß sich beim 90 Beginn des Pumpens der Gleichgewichtszustand schneller einstellt.

Gemäß den Figuren und gemäß der obigen Beschreibung liegen die Kennzeichen der beispielsweise angeführten Konstruktion einer 95 erfindungsgemäßen Vakuumpumpe darin, daß

die Dichtungsklappe bzw. ihr freier Endteil in einem Längsschlitz des zylindrischen Pumpgehäuses um eine der Zylinderachse parallele Achse drehbar angeordnet ist, und daß die drehbar gelagerte Dichtungsklappe bei Vorübergang des Drehkolbens vollständig in den Schlitz des Zylindergehäuses zurückweichen kann, wobei die Dichtungsfläche der Dichtungsklappe sich der zylindrischen Innenseite des Pumpgehäuses angleicht. Beim Ansaugen erfolgt die Zufuhr des abzupumpenden Gases durch denselben Schlitz in der Wand des Pumpgehäuses, in dem auch die drehbare Dichtungsklappe eingebaut ist. Die Dichtungsfläche der Dichtungsklappe ist vorzugsweise so ausgebildet, daß die Zufuhr des abzupumpenden Gases bei Vorübergang des Drehkolbens an dem Dichtungsklappenschlitz des Pumpgehäuses nicht nur durch den vorbeilaufenden Kolben, sondern durch die Dichtungsklappe selbst abgesperrt wird. Außer der Dichtungsfläche, welche sich an den Drehkolben bei Vorübergang an diesen anschmiegt, besitzt die Dichtungsklappe noch eine weitere Dichtungsfläche, welche mit derjenigen Wand des Dichtungsklappenschlitzes, die der Druckseite der Pumpe zu gelegen ist, einen engen, flächenförmig sich erstreckenden Dichtungsspalt bildet, derart, daß das abzupumpende Gas daran gehindert wird, von der Druckseite der Pumpe in den Saugstutzen zurückzuströmen. Speziell weist die Dichtungsklappe eine Dichtungskante mit kreiszyklindrischer Krümmung auf, und die Krümmungsmittelpunktsachse der Dichtungskante ist mit der zentralen Längsachse des zylindrischen Drehkolbens außerhalb der Pumpkammer durch eine Pleuelstange derart starr verbunden, daß der Abstand zwischen beiden Achsen während der Drehbewegung des Pumpkolbens unverändert beibehalten wird.

Es ist ohne Änderung der bestehenden Konstruktion möglich, die Pumpe auch mit Ölschmierung laufen zu lassen. Man erhält durch diese Maßnahme infolge der geringeren Leckverluste ein besseres Verdichtungsverhältnis, aber natürlich auch eine größere Reibungswärme. Es ist aber möglich, zwei ver-

schieden große Pumpen gemeinsam zu betreiben, wobei eine größere, ohne flüssiges Dichtungsmittel zwischen Drehkolben und Innenseite des Pumpgehäuses als Gebläse laufende Pumpe mit einer kleineren, mit einem Dichtungsmittel arbeitenden, umlaufenden Pumpe auf einer gemeinsamen Welle zusammenarbeitet, wobei die größere, als Gebläse arbeitende Pumpe vakuumseitig liegt, während die kleinere, mit Dichtungsmittel arbeitende Pumpe atmosphärenseitig liegt und die Größe der Einzelpumpen und die für beide Pumpen gleiche Tourenzahl so bemessen werden, daß bei der für die mit Dichtungsmittel laufenden kleineren Pumpe infolge Reibungswärme gerade optimal zulässigen Tourenzahl die Pumpgeschwindigkeit der Niederdruckpumpe mit der Pumpgeschwindigkeit der atmosphärenseitigen Pumpe korrespondiert. Man erhält hiedurch auf kleinem Raum eine zweistufige hochleistungsfähige Vakuumpumpe mit hoher Förderleistung und besonders gutem Endvakuum. Eine erfindungsgemäße Pumpe dieser Bauart kann bei einer Bauhöhe von nur 20 cm und bei Tourenzahlen von 3—10 000 U/Min. Sauggeschwindigkeiten von 20 bis 50 m<sup>3</sup>/h bei einem Endvakuum von besser als 10<sup>-2</sup> mm Hg erreichen. Für den Betrieb einer solchen Pumpe kommt man mit wesentlich geringeren Motorenleistungen aus, als für bisher übliche Pumpen gleicher Leistung erforderlich waren.

Zur Erreichung noch tieferer Vakua kann auch eine drei- oder mehrstufige Bauart mit in der Größe abgestuften Förderräumen verwendet werden.

Die Betriebstemperatur der atmosphärenseitigen Pumpe wird zweckmäßigerweise verhältnismäßig hoch gewählt, um die Kondensation von Dämpfen in der Pumpe zu verhindern. Bei einer Betriebstemperatur von über 100° C kann reiner Wasserdampf gegen Atmosphärendruck abgepumpt werden, ohne daß die Gefahr einer Kondensation im Innern der Pumpe besteht. Da die dichtenden Flächen der Innenseite des Pumpgehäuses, des Kolbens und der Dichtungsklappe sich gegenseitig nicht berühren, brauchen die etwa verwen-



deten flüssigen Dichtungsmittel keine Schmier-  
eigenschaften aufzuweisen. Dies gestattet, ge-  
gen hohe Temperaturen beständige und einen  
niedrigen Dampfdruck aufweisende Dich-  
tungsflüssigkeiten, z. B. Silikone, anzuwenden.

Man kann also die atmosphärenseitige  
Pumpe mit höchsten Tourenzahlen, wie sie  
für das auf der gleichen Welle sitzende, ohne  
Dichtungsmittel betriebene Gebläse verwen-  
det werden, laufen lassen, wobei die infolge  
Verwendung eines Dichtungsmittels in der  
atmosphärenseitigen Stufe entstehende Rei-  
bungswärme nicht nur kein Nachteil ist, son-  
dern, wie schon erwähnt, die Kondensation  
von Dämpfen vorteilhafterweise verhindert.  
Infolge der hohen Tourenzahlen bekommt man  
somit höchste Förderleistungen auf kleinstem  
Raum.

Beim Absaugen größerer Dampfmen-  
gen mit mehrstufigen Vakuumpumpen gemäß Er-  
findung kann es auch zweckmäßig sein, zwi-  
schen die einzelnen Pumpstufen Kondensato-  
ren zur Kondensation der abgesaugten Dämpfe  
vorzusehen, um die jeweils nachfolgende Stufe  
weitestgehend zu entlasten.

Da für Pumpenkolben und Pumpen-  
gehäuse erfindungsgemäß ausschließlich rota-  
tionssymmetrische (kreisrunde) Teile erfor-  
derlich sind, können diese mit größter Prä-  
zision unter Einhaltung sehr enger Toleran-  
zen hergestellt werden. Dadurch ist es wie-  
derum möglich, eine gute gegenseitige Abdich-  
tung des Kompressionsraumes der Pumpe ge-  
genüber dem Ansaugraum sicherzustellen,  
ohne daß die beweglichen Teile aneinander  
reiben, wodurch die Pumpe für Vakuum-  
bereiche auch mit höheren Drucken verwendet  
werden kann. Die erfindungsgemäße Vakuumpumpe  
hat mannigfaltige Anwendungsmög-  
lichkeiten. Immer, wenn man die Saugleistung  
einer Diffusionspumpe voll ausnützen möchte,  
braucht man eine leistungsfähige Vorvakuum-  
pumpe. Für größere Anlagen, etwa für Va-  
kuumschmelz- und -gießanlagen sind mecha-  
nische Vakuumpumpen bisher üblicher Bau-  
art bei entsprechender Leistungsfähigkeit  
sehr kostspielig.

Hier stellt eine entsprechend ausgebildete

erfindungsgemäße Vakuumpumpe mit hoher  
Sauggeschwindigkeit eine geeignete Lösung  
dar. Insbesondere eine zweistufige Pumpen-  
kombination, wie sie im vorhergehenden be-  
schrieben wurde, ist sehr geeignet, da sie di-  
rekt gegen die Atmosphäre arbeiten kann.

Eine weitere Anwendungsmöglichkeit ist  
dann gegeben, wenn bei einem Vakuumverfah-  
ren ein Druck von  $10^{-1}$  bis  $10^{-3}$  mm Hg bei  
gleichzeitiger großer Saugleistung benötigt  
wird. In diesem Falle kann bei Verwendung  
einer entsprechenden erfindungsgemäßen  
Pumpe auf eine Diffusionspumpe ganz ver-  
zichtet werden.

Wenn es bei einer Vakuumanlage darauf  
ankommt, in raschem Wechsel die Pumpe an-  
und abzustellen und daher die langen Anheiz-  
zeiten für größere Diffusionspumpen vermieden  
werden sollen, dann bietet eine entsprechend  
ausgebildete erfindungsgemäße Pumpe maxi-  
male Betriebsbereitschaft. Dieser Fall ist ins-  
besondere bei Elektronenmikroskopen und  
sonstigen elektronischen Vakuumgeräten der  
Fall, wo Belüftung und Entlüftung zwischen  
den einzelnen Bildaufnahmen und dem Ob-  
jektwechsel rasch aufeinanderfolgen. In elek-  
tronischen Vakuumgeräten ist es überdies sehr  
oft wichtig, auch geringste Spuren von Öl-  
dämpfen, die aus Öldiffusionspumpen stam-  
men können, peinlichst zu vermeiden. Auch  
hier stellt sich ein entsprechend ausgebildetes  
erfindungsgemäßes Vakuumgebläse als beson-  
ders geeignete Lösung dar. Bei diesen An-  
lagen spielt nicht nur die Saugleistung im  
Druckbereich zwischen  $10^{-1}$  bis  $10^{-3}$  Torr,  
sondern auch die Zeit, die zur Evakuierung  
der Anlage bei jedem Arbeitszyklus vom  
Atmosphärendruck bis zum Arbeitsvakuum  
aufgewendet werden muß, eine wesentliche  
Rolle. Da die dabei erforderlichen Vakuum-  
behälter heute bereits Voluminas in der Grö-  
ßenordnung von 10 bis 100 m<sup>3</sup> besitzen, wer-  
den Vorpumpen mit sehr hoher Saugleistung  
benötigt, die in ihrer Ausbildung als Kolben-  
oder Ölrotationspumpen nur mit geringer  
Hub- bzw. Rotationsgeschwindigkeit gebaut  
werden können. Der Schöpfraum solcher Pum-  
pen muß dementsprechend groß gewählt wer-

den, wodurch diese Pumpen in ihrer Anschaffung sehr kostspielig sind. Dadurch, daß es mit einer entsprechenden erfindungsgemäßen Pumpe nun möglich ist, mit hoher Drehzahl auch gegen Atmosphärendruck zu arbeiten, ergeben sich viel kleinere Abmessungen und geringere Herstellungskosten auch bei dieser Aufgabenstellung. Es wurde daher ein entscheidender Schritt zur Lösung auch dieser Aufgabe beigetragen, indem erstmals ein Weg gezeigt wird, wie eine Pumpe mit hoher Drehzahl für hohe Saugleistungen für diesen Arbeitsbereich hergestellt werden kann.

Bei zweistufigen Ausführungen der erfindungsgemäßen Vakuumpumpe, wie sie oben beschrieben wurde, ist es zweckmäßig, im Überströmkanal zwischen den beiden Pumpen ein mit der freien Atmosphäre in Verbindung stehendes Überdruckventil vorzusehen, um eine Kompression über Atmosphärendruck hinaus im Überströmkanal während der Anfangsphase des Evakuierungsvorganges, während der von der vakuumseitigen Pumpe noch größere Luftmengen aus dem Rezipienten gefördert werden, zu vermeiden. Weiters kann es zweckmäßig sein, bei zweistufigen Pumpenanordnungen nicht nur die direkt gegen den Atmosphärendruck arbeitende kleinere Pumpe mit einem Ausstoßventil zu versehen, wie es in den Fig. 1a und 1b durch 8 gezeigt ist, sondern auch die vakuumseitige Gebläsestufe. Ein solches Ausstoßventil der vakuumseitigen Pumpe kann analog wie das Ausstoßventil 8 der atmosphärenseitigen Stufe so gesteuert werden, daß die Verbindung zwischen Überströmkanal und Kompressionskammer der vakuumseitigen Pumpe nur während eines kurzen Augenblickes, der zum Überströmen des durch den Kompressionshub komprimierten Gases genügt, geöffnet ist, während dieses Ventil während derjenigen Phasen des Pumpvorganges geschlossen bleibt, während deren im Überströmkanal ein höherer Druck als unter dem Ausstoßventil der vakuumseitigen Pumpe zustande kommt, das heißt, solange der Kompressionshub nicht genügend verdichtet hat und während des auf den Ausstoß des Gases folgenden Ansaughubes. Die Steuerung

des Ausstoßventils der vakuumseitigen Pumpe kann ähnlich, wie schon für die einstufige Pumpe oben beschrieben, entweder durch den Druck zu beiden Seiten des Ventils selbst erfolgen, indem etwa das Ventil als leichtes federndes Blatt ausgeführt wird, oder sie kann auch zwangsläufig durch mechanische Kuppelung mit dem Antriebsmechanismus der Pumpe erfolgen. Wird auch die vakuumseitige Pumpe mit einem solchen Ausstoßventil versehen, dann ergibt sich eine weitere Verbesserung des Endvakuums mindestens um den Faktor 2—4, da durch die Ventilwirkung die Zeiten, während derer höhere Gasdrücke auf die Dichtungsspalte zwischen Ansaugraum und Kompressionsraum der vakuumseitigen Pumpe wirken können, wesentlich verkürzt werden.

Bei Pumpen, die zur Erreichung eines besonders tiefen Endvakuums bestimmt sind, kann es andererseits wieder zweckmäßig sein, das Ausstoßventil zwischen hochvakuumseitiger Pumpstufe und Überströmkanal zur nachfolgenden Stufe nach Erreichen eines bestimmten Unterdruckes dauernd geöffnet zu halten, um die Strömungswiderstände für das abzupumpende Gas, die bei sehr niedrigen Drucken besonders groß werden, möglichst gering zu halten. Sind beim Pumpvorgang einmal so niedrige Drucke erreicht, daß die mittlere freie Weglänge bedeutend größer ist als die Abstände von Wand zu Wand innerhalb der Räume, in denen das Gas strömt, dann ist wegen des nunmehr sehr hohen Strömungswiderstandes die Gefahr des Überströmens von Gas über die Dichtungsspalte sehr vermindert, so daß es keinen Nachteil mehr bringt, wenn nach Erreichen solcher niedriger Drucke das Ausstoßventil der hochvakuumseitigen Pumpe außer Betrieb gesetzt wird. Es ist daher zweckmäßig, eine Vorrichtung vorzusehen, welche bewirkt, daß das Ausstoßventil der hochvakuumseitigen Pumpe nach Erreichen eines bestimmten Unterdruckes im Rezipienten zwecks Minderung des Strömungswiderstandes dauernd geöffnet bleibt. Diese Vorrichtung kann durch mechanische Kopplung mit einem Druckmeßinstru-

ment auf bekannte Art gesteuert sein oder gegebenenfalls von Hand aus betätigt werden.

### PATENTANSPRUCH

Vakuumpumpe, die ein hohlzylindrisches Gehäuse mit kreisrundem Innenraum besitzt, in welchem ein kreisrunder Drehkolben exzentrisch umläuft, der das gewünschte Endvakuum erzeugt und während des Umlaufes ständig längs einer Mantellinie die kreiszylindrische Innenseite des Gehäuses nahezu berührt, dadurch gekennzeichnet, daß zur Unterteilung des vom zylindrischen Gehäuse und vom Drehkolben bestimmten Pumpenraumes in wenigstens einen Ansaugraum und einen Kompressionsraum eine in eine Ausnehmung des zylindrischen Gehäuses versenkbare, drehbar gelagerte Dichtungs-  
klappe vorgesehen ist, welche sich während des Umlaufes des Drehkolbens stets nahezu an diesen anlegt.

### UNTERANSPRÜCHE

1. Vakuumpumpe nach Patentanspruch, dadurch gekennzeichnet, daß die Dichtungs-  
klappe zwischen Ansaugraum und Kompressionsraum der Pumpe sich bei einer bestimmten Stellung des Drehkolbens, bei der der Ansaughub beginnt, längs eines Mantelflächenstückes der Zylinderoberfläche des Drehkolbens eng an diesen anschmiegt, so daß ein entsprechend langer, enger und flächenförmiger Dichtungsspalt zwischen Druck- und Saugseite der Pumpe entsteht.

2. Vakuumpumpe nach Patentanspruch, dadurch gekennzeichnet, daß die Dichtungs-  
klappe in einem Längsschlitz (12) des zylindrischen Pumpengehäuses um eine zu der Zylinderachse parallele Achse drehbeweglich ist.

3. Vakuumpumpe nach Unteranspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß die drehbar gelagerte Dichtungs-  
klappe bei Vorübergang des Drehkolbens vollständig in den Schlitz des Zylindergehäuses zurückweichen kann, wobei die Dichtungsfläche der Dichtungs-  
klappe sich der zylindrischen Innenseite des Pumpengehäuses angleicht.

4. Vakuumpumpe nach Unteranspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß die Zufuhr des

abzupumpenden Gases durch denselben Schlitz (12) in der Wand des Pumpengehäuses erfolgt, in den auch die drehbare Dichtungs-  
klappe eingebaut ist.

5. Vakuumpumpe nach Unteranspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß die Dichtungs-  
fläche der Dichtungs-  
klappe so ausgebildet ist, daß die Zufuhr des abzupumpenden Gases bei Vorübergang des Drehkolbens an dem Dichtungs-  
klappenschlitz des Pumpengehäuses nicht nur durch den vorbeilaufenden Kolben, sondern auch durch die Dichtungs-  
klappe selbst abgesperrt wird.

6. Vakuumpumpe nach Unteranspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß die Dichtungs-  
klappe außer der Dichtungsfläche, die sich an den Drehkolben anlegt, noch eine weitere Dichtungsfläche besitzt, welche mit derjenigen Wand des Dichtungs-  
klappenschlitzes, die der Druckseite der Pumpe zu gelegen ist, einen engen, flächenförmigen Dichtungsspalt bildet, derart, daß das abzupumpende Gas daran gehindert wird, von der Druckseite der Pumpe in den Saugstutzen der Pumpe zurückzuströmen.

7. Vakuumpumpe nach Unteranspruch 6, dadurch gekennzeichnet, daß die an den Drehkolben anliegende Dichtungsfläche der Dichtungs-  
klappe und die Dichtungsfläche, die der nach der Druckseite der Pumpe zu gelegenen Wand des Dichtungs-  
klappenschlitzes gegenübersteht, einen Winkel von etwa 90° einschließen, wobei der Übergang von der einen Dichtungsfläche in die andere über eine gekrümmte Kante erfolgt.

8. Vakuumpumpe nach Unteranspruch 7, dadurch gekennzeichnet, daß die Dichtungs-  
klappe außer den beiden zueinander ungefähr senkrecht stehenden Dichtungsflächen zur Längsachse der Pumpe senkrecht stehende Seitenwände aufweist, welche mit den Stirnseiten des Dichtungs-  
klappenschlitzes ebenfalls dichtende, flächenförmige Dichtungsspalte bilden.

9. Vakuumpumpe nach Unteranspruch 8, dadurch gekennzeichnet, daß die Dichtungs-  
klappe die Form einer gegen den Saugstutzen zu offenen Schachtel besitzt, welche Boden-

öffnungen für den Durchtritt des abzupumpenden Gases aufweist und welche um eine der Pumpenlängsachse parallele Achse drehbar angeordnet ist, wobei der Boden und die 5 Seitenwände der Schachtel wenigstens teilweise dazu bestimmt sind, als Dichtungsflächen zu fungieren.

10. Vakuumpumpe nach Patentanspruch, dadurch gekennzeichnet, daß die Dichtungs- 10 klappe eine Dichtungskante mit kreiszylindrischer Krümmung aufweist und daß die Krümmungsmittelpunktsachse der Dichtungskante mit der zentralen Längsachse des zylindrischen Drehkolbens außerhalb der Pump- 15 kammer durch eine Pleuelstange derart starr verbunden ist, daß der Abstand zwischen beiden Achsen während der Drehbewegung des Pumpkolbens unverändert beibehalten wird.

11. Vakuumpumpe nach Patentanspruch, 20 dadurch gekennzeichnet, daß das Pumpgehäuse mit einem Außenmantel versehen ist und daß der Zwischenraum zwischen Pumpgehäuse und Außenmantel beim Betriebe der Pumpe wenigstens teilweise evakuiert ist.

12. Vakuumpumpe nach Patentanspruch, 25 dadurch gekennzeichnet, daß sie zweistufig ausgebildet ist, wobei eine größere, ohne flüssiges Dichtungsmittel zwischen Drehkolben und Innenseite des Pumpgehäuses arbeitende Pumpe mit einer kleineren, mit einem Dichtungs- 30 mittel arbeitenden, umlaufenden Drehkolbenpumpe auf einer gemeinsamen Welle zusammenarbeitet, wobei die größere Pumpe vakuumseitig liegt, während die kleinere, mit Dichtungsmittel arbeitende Pumpe atmosphä- 35 renseitig liegt und die Größe der Einzelpumpen und die für beide Pumpen gleiche Tourenzahl so bemessen werden, daß bei der für die mit Dichtungsmittel arbeitende kleinere Pumpe infolge Reibungswärme gerade opti- 40 mal zulässigen Tourenzahl die Pumpgeschwindigkeit der Niederdruckpumpe mit der Pumpgeschwindigkeit der atmosphärenseitigen Pumpe korrespondiert.

Dr. jur. Alois Vogt

Vertreter: Dr. Berthold Dukas, Zürich

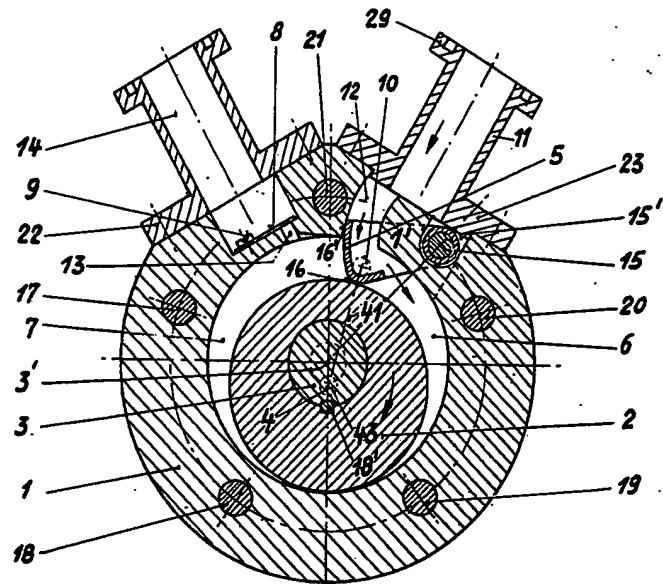
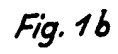


Fig. 1a



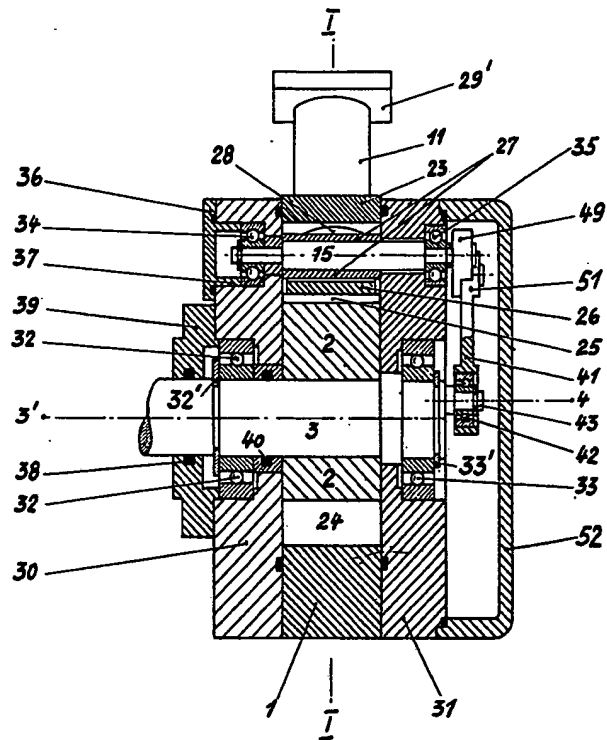


Fig. 2

